

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許出願公告番号

特公平7-64219

(24) (44) 公告日 平成7年(1995)7月12日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

B 6 0 K 17/348

識別記号

D

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

請求項の数1(全 7 頁)

(21) 出願番号 特願昭63-7845

(22) 出願日 昭和63年(1988)1月18日

(65) 公開番号 特開平1-182128

(43) 公開日 平成1年(1989)7月20日

(71) 出願人 999999999

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山2丁目1番1号

(72) 発明者 芝端 康二

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社  
本田技術研究所内

(74) 代理人 弁理士 下田 容一郎 (外3名)

審査官 岩下 卓司

(56) 参考文献 特開 昭59-176117 (J P, A)

特開 昭60-135327 (J P, A)

(54) 【発明の名称】 車両の前後輪駆動装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 前後輪駆動車における駆動輪を、動力源からの動力が直接伝達される左右の主駆動輪と、動力源からの動力がトルク伝達量を各々制御可能なトルク伝達クラッチを介して伝達される左右の従駆動輪とで構成した前後輪駆動車において、

この前後輪駆動車は、主駆動輪の平均輪速と従駆動輪の平均輪速とがほぼ等しくなる直結状態と主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速が大きくなる増速状態とに切換可能な変速装置を、動力伝達経路に備えたことを特徴とする車両の前後輪駆動装置

【発明の詳細な説明】

(産業上の利用分野)

本発明は、車両の前後輪駆動装置（以下に4WD装置と略称する）に関するものである。

2

(従来の技術及び課題)

第1図の如くエンジン1の動力をトランスミッション出力軸2から主駆動輪用デフ装置（この場合は前輪用デフ装置）3（デフケース4、左右の出力軸5,6等を含む）に伝達し、この主駆動輪用デフ装置3から推進軸9を介して後輪側に伝達する前後輪駆動車（4WD車）において、推進軸9と左右の後輪用出力軸15,16との間に推進軸9とギヤ11,12を介して連結したデフケース14内で各後輪用出力軸15,16上に夫々設けられたトルク伝達クラッチ（例えば油圧多板クラッチ）21,25を有し、この各油圧多板クラッチ21,25の油圧を夫々制御する油圧制御装置（不図示）により各後輪用出力軸15,16に伝達される駆動力を夫々可変とする従駆動輪側デフ装置（この場合は後輪用デフ装置）13を備えたものがある。図中、7,8は前輪駆動軸、17,18は後輪駆動軸である。

3

具体的には、デフケース14内の左右に固設した各アウトプレート22, 26と左右の後輪用出力軸15, 16上に固設した各インナープレート23, 27とから左右の油圧多板クラッチ21, 25が夫々構成されており、左右の油圧室24, 28に夫々油圧を導入することで各後輪用出力軸15, 16に伝達される駆動力を夫々可変とすることができるようになっている。

ここで第2図に示す各車輪 $w_1 \sim w_4$ が各々独立して回転で\*

$$\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} < \omega_4 \quad (\text{但し、} \omega_0 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2})$$

の関係が成立する。従って、旋回外側後輪 $w_4$ に動力源からの動力を油圧多板クラッチを介して伝達する場合に、この油圧多板クラッチの入力軸回転数を上記 $\omega_4$ より大きくする必要がある。トルク伝達クラッチの特性としてトルクは回転数の大きい方から小さい方へしか伝達されないからである。

しかしながら、第1図の4WD車では、油圧多板クラッチの入力軸回転数は $\omega_0$ であるために、旋回外側後輪用の油圧多板クラッチ25の押付力を強めても、回転数の小さい方から大きい方へはトルクが伝達されないの、旋回外側後輪 $w_4$ に駆動力を発生することができずに逆に、タイトコーナーブレーキング現象が起こるといふ不具合がある。

尚、旋回外側後輪用の油圧多板クラッチ25の押付力を弱めれば $\omega_0 < \omega_4$ とはなり得るが、これでは四輪を駆動するという4WD車のメリットを生かすことができない。※

$$\frac{\omega_3 + \omega_4}{2} < \omega_2 \quad (\text{但し、} \omega_0 = \frac{\omega_3 + \omega_4}{2})$$

の関係が成立する為に、旋回外側前輪用油圧多板クラッチ25の押付力を強めても、旋回外側前輪に駆動力を発生することができない。

これは図示しないエンジン前置式後輪駆動（FR）車ベースの4WD車においても同様である。

そこで本発明の目的は、前記のように主駆動輪と従駆動輪を備え、従駆動輪側のデフ装置に夫々制御される左右のトルク伝達クラッチを有する4WD車において、動力源からの動力伝達経路に増速機能を持たせることで、従駆動輪側の平均輪速を主駆動輪側の平均輪速よりも大きくすることが可能となり、これにより従駆動輪の旋回外側の車輪にも動力源からの動力をトルク伝達クラッチを介して伝達することができ、よって従駆動輪側における外輪駆動トルクを内輪駆動トルクよりも大きくするのが可能となること等によって、旋回性能等の車両の運動性能を向上できるようにした4WD装置を提供することにある。

（課題を解決するための手段）

上記目的を達成するために本発明は、前後輪駆動車における駆動輪を、動力源からの動力が直接伝達される左右

4

\*きるとして、第2図のような旋回状態を考えると、各車輪のスリップが小さい場合におけるスムーズな転舵状態では、左右前輪の平均軌跡 $f_0$ よりも旋回外側後輪 $w_4$ の軌跡 $r_4$ の方が外側を通るため、旋回内側前輪及び旋回外側前輪の各回転数を夫々 $(\omega_1)$ 、 $(\omega_2)$ 、平均前輪回転数を $(\omega_0)$ 、更に旋回内側後輪及び旋回外側後輪の各回転数を夫々 $(\omega_3)$ 、 $(\omega_4)$ とした場合、

※また第1図のものは、エンジン前置式前輪駆動（FF）車ベースの4WD車であるが、第3図に示したエンジン後置式後輪駆動（RR）車ベースの4WD車でも同様のことが言える。

即ち第3図のものは、エンジン動力をトランスミッション出力軸2から主駆動輪用デフ装置（この場合は後輪用デフ装置）3に伝達するとともに、主駆動輪用デフ装置3から推進軸9を介して従駆動輪側デフ装置（この場合は前輪用デフ装置）13に伝達するようにした4WD車であり、従駆動輪側デフ装置13はデフケース14内で左右の前輪用出力軸15, 16上に夫々設けた前記と同様の油圧多板クラッチ21, 25を有するものである。

この4WD車においても、第4図の如き旋回状態で、主駆動輪である左右後輪の平均軌跡 $r_0$ よりも従駆動輪である旋回外側前輪の軌跡 $f_2$ の方が外側を通るため、

の主駆動輪と、動力源からの動力がトルク伝達量を各々制御可能なトルク伝達クラッチを介して伝達される左右の従駆動輪とで構成した前後輪駆動車において、この前後輪駆動車は、主駆動輪の平均輪速と従駆動輪の平均輪速とがほぼ等しくなる直結状態と主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速が大きくなる増速状態とに切換可能な変速装置を、動力伝達経路に備えたことを特徴とする。

（作用）

例えば中低速域での旋回走行時において、直結用クラッチをOFFにして増速用クラッチをONすると、変速装置を経て従駆動輪側に推進軸より高い回転が伝達され、従駆動輪側の回転数は主駆動輪側の回転数よりも大きくなる。

従って従駆動輪側デフ装置における外輪側のトルク伝達クラッチに圧をかければ、動力源からの動力が従駆動輪側の旋回外側の車輪に伝達されるので従駆動輪側の外輪駆動トルクが内輪駆動トルクよりも大きくなり、旋回性能の向上が可能となる。

また高速域では、逆に従駆動輪側における外輪駆動トル

クよりも内輪駆動トルクを大きくすることで、高速安定性を高めることが可能である。

#### (実施例)

以下に添付図面を基に実施例を説明する。

まず本発明は第1図に示したFF車ベースの4WD車、第3図に示したRR車ベースの4WD車、更にはFR車ベースの4WD車にも適用されるものであり、実施例では主駆動輪側デフ装置3から従駆動輪側デフ装置13までの動力伝達経路にある推進軸9に本発明に係る変速装置が設置されている。

そして第5図は第1実施例の変速装置を示し、Bは車体ボディ、19は主駆動輪側デフ装置3からの入力軸、29は従駆動輪側デフ装置13への出力軸、30は直結用クラッチ、40は増速機構、50は増速用クラッチである。

この変速装置の入力軸19と出力軸29との間に直結用クラッチ30が設けられており、直結用クラッチ30は、入力軸19端に一体に設けられたドラム31内に固設したアウタープレート32と、出力軸29端上に固設したインナープレート33から成る油圧多板クラッチである。

またクラッチドラム31と出力軸29との間には増速機構40が設けられており、増速機構40は、クラッチドラム31端部に形成したインターナルギヤ41と、このインターナルギヤ41に噛み合う複数の小ピニオンギヤ42と、この小ピニオンギヤ42と連結軸45を介して一体の大ピニオンギヤ43と、この大ピニオンギヤ43と噛み合せて出力軸29上に固設したインターナルギヤ44とから成る遊星歯車機構である。

更にピニオンギヤ42、43間の連結軸45を支持するキャリア46と車体ボディB側との間には増速用クラッチ50が設けられており、増速用クラッチ50も、車体ボディB側に固設したアウタープレート52と、キャリア46上に固設したインナープレート53から成る油圧多板クラッチである。

ここで、入力軸19に設けたインターナルギヤ41の歯数を( $N_1$ )、小ピニオンギヤ42の歯数を( $N_2$ )、大ピニオンギヤ43の歯数を( $N_3$ )、出力軸29に設けたインターナルギヤ44の歯数を( $N_4$ )として以下の関係に設定する。

$$\frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} > 1.0$$

このようにして前記の形式の4WD車の推進軸9に直結用クラッチ30、増速機構40及び増速用クラッチ50から成る変速装置を設ける。

この変速装置における直結用クラッチ30がONで増速用クラッチ50がOFFの場合、動力伝達は入力軸19からON状態の直結用クラッチ30を介して出力軸29へとダイレクトに行われる。またOFF状態の増速用クラッチ50によって増速機構40は空転状態にある、従って出力軸29の回転数( $\omega'$ )は入力軸19の回転数( $\omega$ )と等しいものとなっており、即ち $\omega' = \omega$ である。

そして直結用クラッチ30をOFFにして増速用クラッチ50をONすると、動力伝達は入力軸19から増速機構40(即ちインターナルギヤ41、小ピニオンギヤ42、大ピニオンギヤ43、インターナルギヤ44)を介して出力軸29へとバイパスして行われる。

この場合、出力軸29の回転数( $\omega'$ )と入力軸19の回転数( $\omega$ )との関係は、

$$\omega' = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} \cdot \omega$$

であるから、出力軸29の回転数( $\omega'$ )は入力軸19の回転数( $\omega$ )よりも大きくなっており、つまり $\omega' > \omega$ である。

このように増速機構40を経て従駆動輪側デフ装置13に駆動力を伝達できるので、従駆動輪側の駆動力を主駆動輪側の駆動力よりも大きくすることができる。

従って後述する油圧制御装置等により、第1図における従駆動輪側デフ装置13における外輪側の例えば油圧多板クラッチ25の方に高い油圧を送り込むと、アウタープレート26…とインナープレート27…との摩擦係合力が高まり、クラッチ接続状態となって旋回外側車輪への出力軸16に既述の如く増速された駆動力が伝達される。

これにより第2図の旋回状態における矢印F<sub>4</sub>の如く従駆動輪側である旋回外側の後輪駆動トルクを旋回内側の後輪駆動トルクよりも大きくできるため、例えば中低速域での旋回性能を向上することができる。

また逆に旋回外側の後輪駆動トルクよりも旋回内側の後輪駆動トルクを大きくすることも可能であり、これにより高速域での安定性を得ることもできる。

同様に第4図の矢印F<sub>2</sub>の如く中低速域では、従駆動輪側である旋回外側の前輪駆動トルクを旋回内側の前輪駆動トルクよりも大きくして旋回性能を向上したり、また高速域では、逆に旋回外側の前輪駆動トルクよりも旋回内側の前輪駆動トルクを大きくして安定性を高められる。

以上のように四輪を駆動する4WD車のメリットを損なうことなく、従駆動輪側の平均輪速を主駆動輪側の平均輪速よりも大きくできるため、従駆動輪側デフ装置に設けられた左右の油圧多板クラッチ(即ちトルク伝達クラッチ)の制御により中低速域での旋回性能や高速域での安定性等、車両の運動性能を向上することができる。

第6図は第2実施例の変速装置を示すもので、入力軸19に油圧多板式の直結用クラッチ30とギヤ41を設けるとともに、平行配置した中間軸49にギヤ42、43を設け、出力軸29には同じく油圧多板式増速用クラッチ50を介してギヤ44を設け、これにより増速機構40が構成されている。この変速装置によっても前記と同様の機能が得られる。

第7図は第3実施例の変速装置を示し、入力軸19にギヤ41、中間軸49にギヤ42、43、出力軸29にギヤ44を夫々設けて増速機構40を構成し、入力軸19と出力軸29との間に直結用クラッチ30を設けるとともに、中間軸49に増速用

7

クラッチ50を設けたものであり、これによっても同様の機能が得られる。

尚、変速装置における両クラッチについては、油圧多板式のものに限らず、ともに電磁クラッチを採用したり、また直結用にワンウェイクラッチを採用して増速用には油圧多板クラッチを採用したり、他に例えばドグクラッチ等の任意の形式のクラッチを採用し得る。

そして第8図は前記第5図の変速装置と従駆動輪側デフ装置の具体的構造を示すもので、34は直結用クラッチ30の油圧室、39は出力軸29端に固設されてインナープレート33を支持するホルダー、54は増速用クラッチ50の油圧室、60は変速装置とデフ装置を収納して車体に支持されるハウジングである。ハウジング60には、デフ装置の左右の油圧多板クラッチ21、25の各油圧室24、28、直結用クラッチ30の油圧室34、増速用クラッチ50の油圧室54に夫々油圧を供給するポート61、62、63、64が設けられている。

デフ装置の各油圧多板クラッチ21、25は、夫々の油圧室24、28に導入される油圧に応じてピストン65、66と一体的に各出力軸15、16が移動することで、夫々の摩擦係合力が変化するものである。

また変速装置の直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50は、夫々の油圧室34、54に導入される油圧に応じてピストン67、68が移動することで、夫々の摩擦係合力が変化するものである。

次に第9図は油圧制御回路の一例を示したもので、70はコントロールユニット、71はステアリングハンドル、72は操舵力センサー、73はモータ、74は油ポンプ、75は同タンク、76はチェックバルブ、77は油圧スイッチ、78はアクチュエーター、81、82は左右輪の各油圧多板クラッチ用の調圧バルブ、83は変速装置の電磁式切換バルブである。

このようにクラッチ油圧源から並列に左右輪の油圧多板クラッチ用調圧バルブ81、82と、変速装置の直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50に共通の電磁式切換バルブ83とが夫々配置されている。

そしてセンサー72にて検出された操舵力等の車両の運動

8

状態（旋回状態）に基づくコントロールユニット70からの指令によって各調圧バルブ81、82と切換バルブ83を制御することで、左右輪の各油圧多板クラッチ21、25の調圧と直結用クラッチ30及び増速用クラッチ50の各ON/OFF切換が夫々行われるようになっている。

また第9図の回路によると、油圧多板クラッチ21、25を夫々独立に制御することができる。

尚、変速装置の構造並びに配置や制御の仕方等は実施例のみに限られるものではない。

（発明の効果）

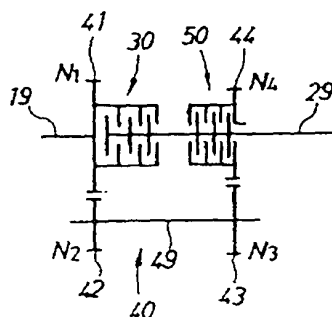
以上のように本発明の4WD装置によれば、エンジンからの動力伝達経路に設けた変速装置によって従駆動輪側の平均輪速を主駆動輪側の平均輪速よりも大きくすることができ、従駆動輪側デフ装置に設けた左右のトルク伝達クラッチを夫々制御することで、従駆動輪側における外輪駆動トルクを内輪駆動トルクよりも大きくして中低速域での旋回性能を向上することができるとともに、また逆に従駆動輪側に外輪駆動トルクよりも内輪駆動トルクを大きくして高速安定性を得ることができる等、車両の運動性能を向上することができる。

【図面の簡単な説明】

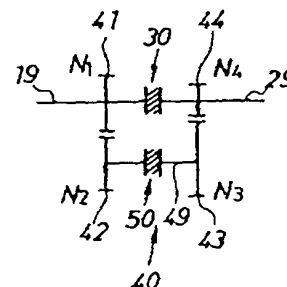
第1図は本発明を適用するFF車ベースの4WD車の駆動系を示す構造図、第2図は本発明による作用を併記した旋回状態の説明図、第3図は同じくRR車ベースの4WD車の駆動系の構成図、第4図は同旋回状態の説明図、第5図は本発明の第1実施例に係る変速装置の構成図、第6図は同第2実施例の変速装置の構成図、第7図は更に第3実施例の変速装置の構成図、第8図は前記第1実施例に係る変速装置と従駆動輪側デフ装置の具体的構造を示す横断面図、第9図は一例としての油圧制御回路図である。

尚、図面中、3は主駆動輪側デフ装置、9は推進軸、13は従駆動輪側デフ装置、14は同デフケース、15、16は同出力軸、21、25はトルク伝達クラッチ（油圧多板クラッチ）、30は直結用クラッチ、40は増速機構、50は増速用クラッチである。

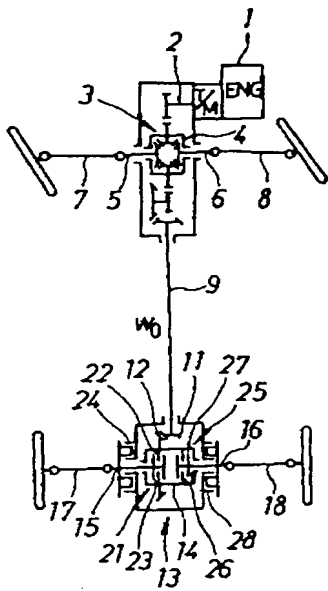
【第6図】



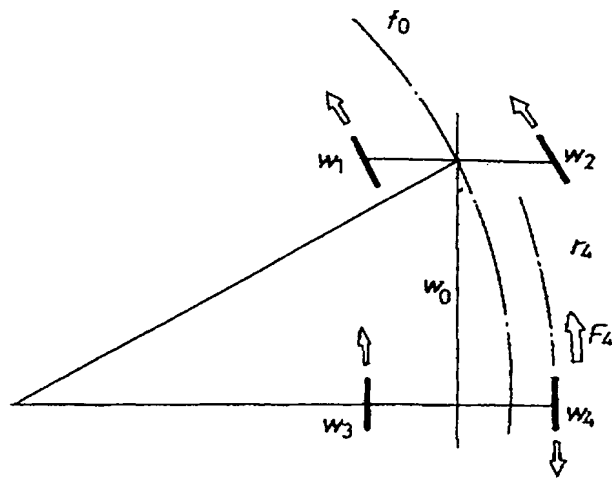
【第7図】



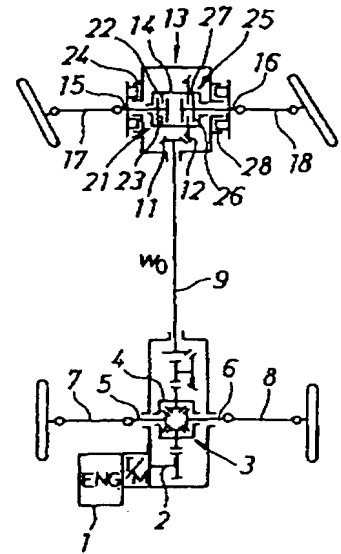
【第1図】



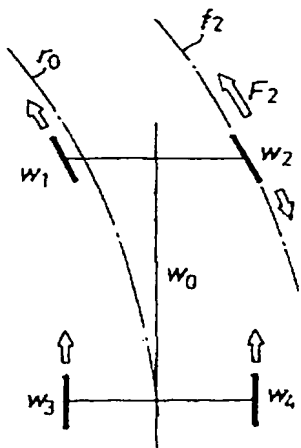
【第2図】



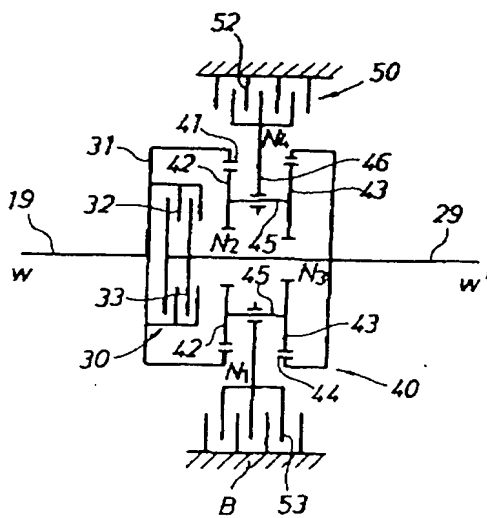
【第3図】



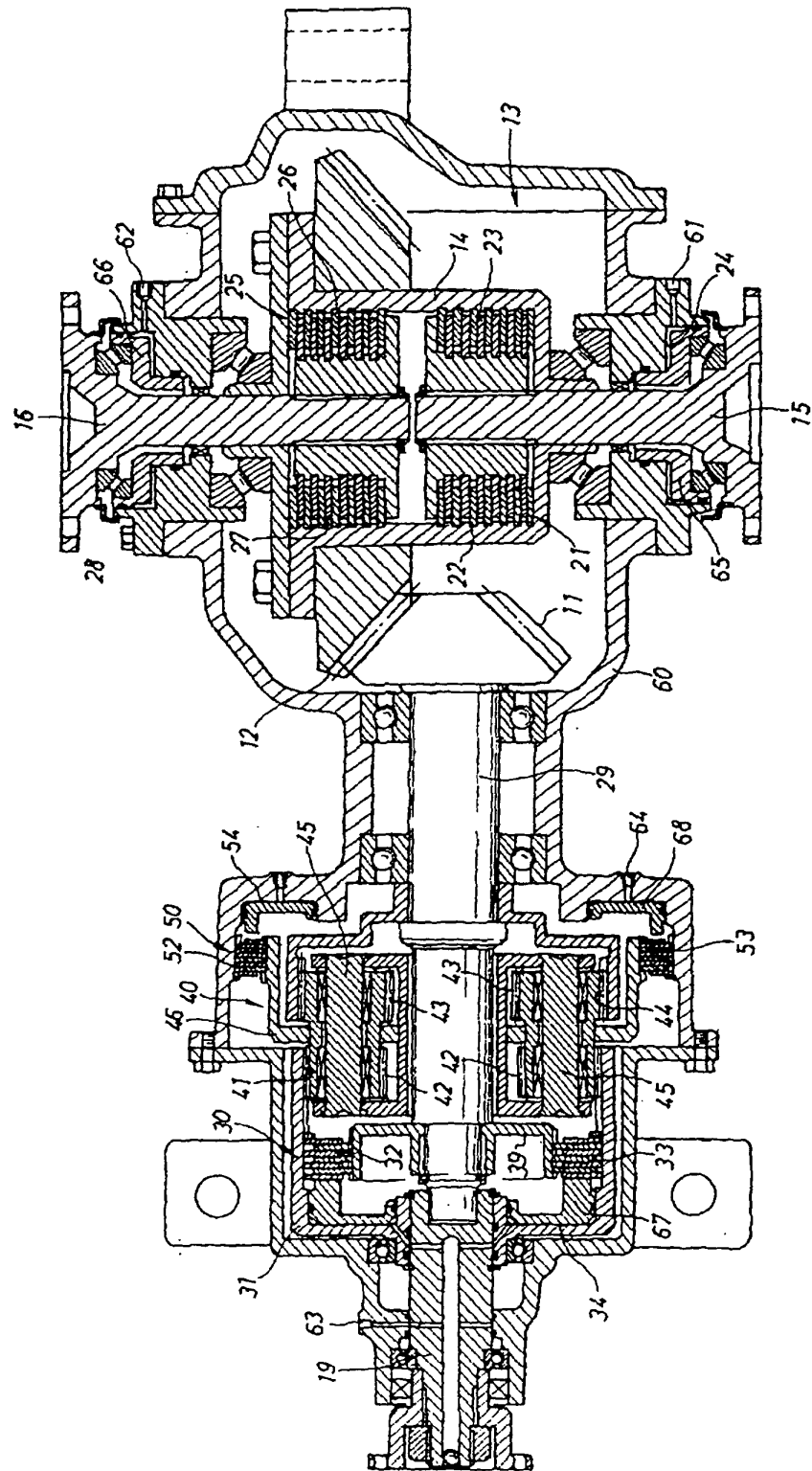
【第4図】



【第5図】



【第8図】



【第9図】

